

Дослідження та методи аналізу

УДК 622.692.4

МАТЕМАТИЧНА МОДЕЛЬ РОЗРАХУНКОВО- ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНОГО ВИЗНАЧЕННЯ ЗАЛИШКОВИХ НАПРУЖЕНЬ В МАГІСТРАЛЬНИХ ТРУБОПРОВОДАХ БІЛЯ МОНТАЖНИХ ЗВАРНИХ ШВІВ

А.В.Драгілев, В.А.Осадчук

Національний університет «Львівська політехніка», 79013, м. Львів, вул. С. Бандери, 12,
тел. (0322) 398518, 398798, e-mail: integrator@ukrpost.net

Изложена математическая модель расчетно-экспериментального определения остаточных напряжений возле монтажных сварных швов в магистральных трубопроводах. Она базируется на решении обратной задачи теории оболочек с собственными деформациями и использовании экспериментальной информации, полученной неразрушающими методами.

A mathematical model is presented for calculation-experimental determination of residual stresses near evecton welds in pipelines. It is based on solution of inverse problem of the theory of shells with inherent strains and utilization of experimental information obtained by non-destructive methods.

Різноманітні обстеження магістральних трубопроводів (МТ) засвідчили, що термін їх безпечної експлуатації, як правило, залежить від корозійної стійкості основного металу та надійності зварних з'єднань труб [1–3]. Відомо, що аварії під час експлуатації МТ через руйнування монтажних зварних з'єднань займають друге місце після аварій, спричинених корозією [4]. Тому для підвищення надійності трубопроводного транспорту вітчизняні й зарубіжні дослідники працюють над удосконаленням методик визначення граничного стану трубопроводів [2, 5]. Однією з важливих складових таких методик є удосконалення способів оцінки напруженого стану МТ, зокрема технологічних залишкових напружень в місцях монтажних зварних швів. Нижче описано математичну модель розрахунково-експериментального визначення залишкових технологічних напружень в МТ біля монтажних кільцевих зварних швів з використанням експериментальної інформації, здобутої електромагнітним методом [6].

Використавши розрахунково-експериментальний метод умовних пластичних деформацій [7, 8], компоненти тензора повної деформації e_{ij} зображено у вигляді суми компоненти тензора пружної деформації e_{ij}^e та компоненти пластичних власних деформацій e_{ij}^0 . Поле де-

формацій e_{ij}^0 описано тензорною функцією, що залежить від декількох довільних параметрів. Відтак цю функцію підставлено у ключове диференціальне рівняння, побудовано його розв'язок і записано вирази для визначення напружень у довільній точці оболонки. Для знаходження невідомих параметрів, які характеризують функцію e_{ij}^0 , побудовано функціонал нев'язки між експериментально визначеними σ_+^E і теоретично обчисленими усередненими характеристиками полів залишкових напружень.

Для оцінки напруженого стану біля кільцевого шва труби моделюватимемо її круговою циліндричною оболонкою завтовшки $2h$ під дією осесиметричних технологічних напружень, зумовлених зварюванням. Віднесемо оболонку до триортogonalної системи координат α, β, γ , де $\alpha = z/R$ – безрозмірна координата вздовж твірної від початку координат, β – кутова координата, γ – координата вздовж зовнішньої нормальні до серединної поверхні труби.

Вважатимемо, що зварний кільцевий шов виконано за однакових умов відносно перерізу, що проходить через його вісь перпендикулярно до твірної труби. Тоді на основі узагальнення відомих в літературі розрахункових і експери-

ментальних даних різних авторів [9–11] поле локалізованих біля шва власних колових $\varepsilon_{\beta\beta}^0$ і осьових $\varepsilon_{\alpha\alpha}^0$ залишкових деформацій апроксимуємо виразами

$$\begin{aligned} e_{\beta\beta}^0(\alpha, \gamma) &= -\varepsilon_1^* f_1(\gamma) \varphi_1(\alpha) S^0(\alpha); \\ e_{\alpha\alpha}^0(\alpha, \gamma) &= -\varepsilon_2^* f_2(\gamma) \varphi_2(\alpha) S^0(\alpha), \end{aligned} \quad (1)$$

де:

$$\begin{aligned} \varphi_1(\alpha) &= 1 + s \frac{\alpha^2}{\alpha_0^2} - (3 + 2s) \frac{\alpha^4}{\alpha_0^4} + (2 + s) \frac{\alpha^6}{\alpha_0^6} \\ f_i(\gamma) &= 1 - m_i \left(1 - \frac{\gamma}{h}\right)^2, \quad i = 1, 2, \end{aligned} \quad (2)$$

$$S^0(\alpha) = 1, |\alpha| \leq \alpha_0, \quad S^0(\alpha) = 0, |\alpha| > \alpha_0,$$

$$\alpha_0 = z_0 / R;$$

z_0 – півширина зони пластичних деформацій); ε_i^0 , s , m_i – сталі параметри ($\varepsilon_i^* > 0$, $0 \leq m_i \leq 0.25$).

Графіки функції $\varphi(\alpha)$ для деяких значень параметра s , що характеризують різні режими зварювання, зображено на рис. 1. При цьому функція $\varphi(\alpha)$ та її похідна для довільного значення параметра s на границі області пластичних деформацій $\alpha = \pm \alpha_0$ дорівнюють нулю. Функція $f(\gamma)$ характеризує нерівномірність розподілу залишкових деформацій по товщині труби і для деяких значень параметра m графічно зображена на рис. 2.

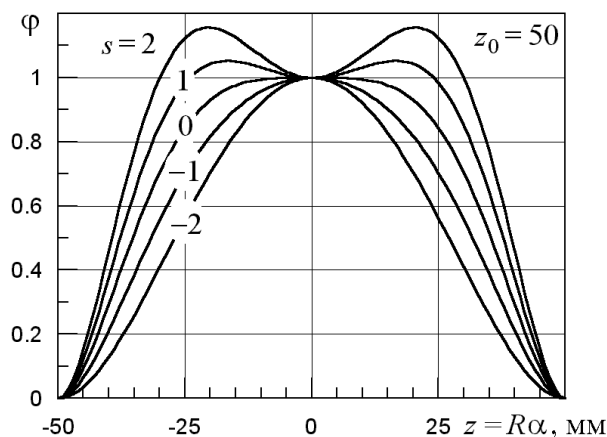


Рисунок 1 — Графіки функції $\varphi(\alpha)$

У цьому випадку розв'язувальне рівняння для визначення прогину (переміщення) труби відносно її серединної поверхні W [8] можна записати у вигляді

$$\begin{aligned} \left(\frac{d^4}{d\alpha^4} + 4\lambda^4 \right) W &= -2R\varepsilon_1^* \left[2\lambda^4 \left(1 - \frac{4}{3} m_1 \right) - \right. \\ &\quad \left. - \frac{R}{h} \left(\mu m_1 + \frac{\varepsilon_2^*}{\varepsilon_1^*} m_2 \right) \frac{d^2}{d\alpha^2} \right] \varphi(\alpha) S^0(\alpha), \end{aligned} \quad (3)$$

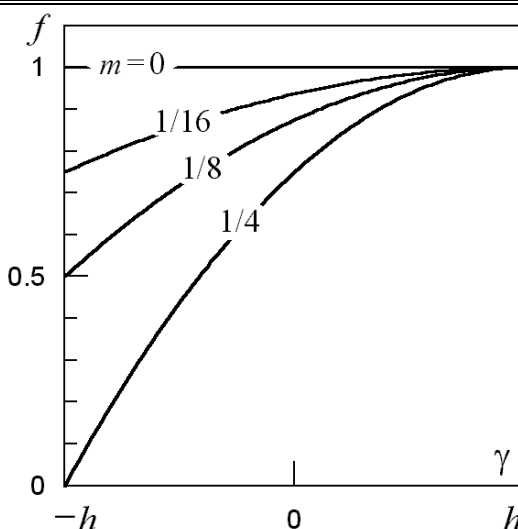


Рисунок 2 — Графіки функції $f(\gamma)$

де: $\lambda^4 = 3R^2(1 - \mu^2)/(4h^2)$; μ – коефіцієнт Пуассона.

При цьому колове зусилля N_2 , осьовий M_1 і коловий M_2 згинальні моменти та нормальні залишкові напруження $\sigma_{\alpha\alpha}$, $\sigma_{\beta\beta}$ визначаються за формулами

$$\begin{aligned} N_2 &= D_0 \left(\frac{W}{R} - \varepsilon_{\beta}^0 \right), \\ M_1 &= -\frac{D_1}{R^2} \left[\frac{d^2 W}{d\alpha^2} + R^2 (k_{\alpha}^0 + \mu k_{\beta}^0) \right], \\ M_2 &= \mu M_1 - D_1 (1 - \mu^2) k_{\beta}^0(\alpha), \end{aligned} \quad (4)$$

$$\begin{aligned} \sigma_{ii} &= \frac{1}{2h} \left(N_i + 3M_i \frac{\gamma}{h^2} \right) + \frac{E}{1 - \mu^2} \left[\varepsilon_i^0 + k_i^0 \gamma - \right. \\ &\quad \left. - e_{ii}^0 + \mu (\varepsilon_j^0 + k_j^0 \gamma - e_{jj}^0) \right] \quad i, j = \alpha, \beta, \end{aligned} \quad (5)$$

де:

$$\begin{aligned} \varepsilon_{\beta, \alpha}^0 &= -\varepsilon_{1,2}^* \left(1 - \frac{4}{3} m_{1,2} \right) \varphi(\alpha) S^0(\alpha), \\ k_{\beta, \alpha}^0 &= -2\varepsilon_{1,2}^* \frac{m_{1,2}}{h} \varphi(\alpha) S^0(\alpha), \\ D_0 &= 2Eh, \quad D_1 = 2Eh^3 / [3(1 - \mu^2)]; \end{aligned} \quad (6)$$

E – модуль Юнга.

Для побудови розв'язку рівняння (3) використаємо його фундаментальний розв'язок [12] і вираз для нормального переміщення труби відносно її серединної поверхні $W(\alpha)$ зобразимо у вигляді

$$\begin{aligned} W(\alpha) &= -\varepsilon_1^* R \lambda \left[\left(1 - \frac{4}{3} m_1 \right) F_1(\alpha) + \right. \\ &\quad \left. + \frac{m_3}{\sqrt{3(1 - \mu^2)}} F_2(\alpha) \right]. \end{aligned} \quad (7)$$

Тут:

$$F_i(\alpha) = \int_{-\alpha_0}^{\alpha_0} \varphi(\zeta) K_i(\zeta - \alpha) d\zeta, \quad i=1,2,$$

$$K_{1,2}(\zeta - \alpha) = \exp[-\lambda|\zeta - \alpha|] * \\ * [\cos \lambda(\zeta - \alpha) \pm \sin \lambda|\zeta - \alpha|];$$

верхній знак стосується функції K_1 , а нижній – K_2 ; $m_3 = \mu m_1 + k m_2$.

Підставивши тепер вираз (7) у формули (4)–(6), отримаємо співвідношення для обчислення осьових $\sigma_{\alpha\alpha}$ і колових $\sigma_{\beta\beta}$ залишкових напружень у довільній точці труби

$$\sigma_{\alpha\alpha}(\alpha, \gamma) = \frac{E \varepsilon_1^*}{1 - \mu^2} \left\{ -\lambda \frac{\gamma}{h} \left[\frac{\sqrt{3(1 - \mu^2)}}{2} \left(1 - \frac{4}{3} m_1 \right) * \right. \right. \\ \left. \left. * F_2(\alpha) - m_3 F_1(\alpha) \right] + m_3 \left(\frac{1}{3} - \frac{\gamma^2}{h^2} \right) \varphi(\alpha) S^0(\alpha) \right\}, \quad (8)$$

$$\sigma_{\beta\beta}(\alpha, \gamma) = \frac{E}{R} W(\alpha) + \mu \sigma_{\alpha\alpha}(\alpha, \gamma) - E e_{\beta\beta}^0(\alpha, \gamma). \quad (9)$$

У вирази (7)–(9) входять невідомі параметри ε_i^* , s , k , m_i , α_0 , що характеризують власні залишкові деформації e_{ii}^0 . Для їх знаходження можна використати експериментальну інформацію про залишкові напруження в трубопроводах, яку можна здобути за допомогою неруйнівних методів, зокрема електромагнітного і ультразвукового [6]. При цьому за показами приладів для електромагнітних вимірювань визначають усереднену в приповерхневому шарі за площею контакту давача з поверхнею труби різницю головних напружень σ_+^E , а ультразвуковим методом – усереднену різницю цих напружень σ_0^E в певному об'ємі по всій товщині труби, що знаходяться під поверхнею її контакту з давачем. Для цих усереднених характеристик σ_+^E і σ_0^E можна записати відповідні аналоги σ_+^T і σ_0^T , які отримуємо теоретично за допомогою формул (7)–(9).

Якщо поверхні між давачами приладів і трубою, по яких проводиться усереднення, можна апроксимувати кругами, то для обчислення усереднених характеристик σ_+^T і σ_0^T , використавши наведені в [8] формули для довільної форми площі контакту, отримаємо

$$\sigma_+^T(\alpha_n; \varepsilon_1^*, s, k, m_i, \alpha_0) = \\ E \varepsilon_1^* J_+^T(\alpha_n; \varepsilon_1^*, s, k, m_i, \alpha_0), \quad (10)$$

$$\sigma_0^T(\alpha_n; \varepsilon_1^*, s, k, m_i, \alpha_0) = \\ E \varepsilon_1^* J_0^T(\alpha_n; \varepsilon_1^*, s, k, m_i, \alpha_0). \quad (11)$$

Тут:

$$J_+^T = \frac{2}{\pi r_0^2} \int_{\alpha_n - r_0}^{\alpha_n + r_0} \left\{ -\lambda \left(\frac{m_0}{2} + \frac{m_3}{1 + \mu} \right) F(\alpha) + \right. \\ \left. + \left(\frac{\sqrt{3(1 - \mu^2)}}{2(1 + \mu)} m_0 - \frac{m_3}{\sqrt{3(1 - \mu^2)}} \right) F_2(\alpha) + \right. \\ \left. + \left(1 + \frac{2m_3}{3(1 + \mu)} \right) \varphi(\alpha) S^0(\alpha) \right\} * \\ * \sqrt{r_0^2 - (\alpha - \alpha_n)^2} d\alpha, \quad (12)$$

$$J_0^T = \frac{2}{\pi r_1^2} \int_{\alpha_m - r_1}^{\alpha_m + r_1} [\mathcal{W}(\alpha) + m_0 \varphi(\alpha) S^0(\alpha)] * \\ * \sqrt{r_1^2 - (\alpha - \alpha_m)^2} d\alpha, \quad (13)$$

$\mathcal{W} = W / \varepsilon_1^* R$; $m_0 = 1 - 4m_1/3$; $r_0 = R_0/R$; $r_1 = R_1/R$; R_0, R_1 – відповідно радіуси кругів, по площі яких проводиться усереднення; α_n, α_m – координати центрів кругів вздовж труби під час вимірювань.

Тепер побудуємо функціонал нев'язки між експериментально визначеними σ_+^E, σ_0^E і теоретично обчисленими усередненими характеристиками залишкових напружень у вигляді

$$g(\varepsilon_1^*, s, k, m_i, \alpha_0) = \\ = \sum_{n=1}^{N_1} p_n [E \varepsilon_1^* J_+^T(\alpha_n; \varepsilon_1^*, s, k, m_i, \alpha_0) - \sigma_+^E(\alpha_n)]^2 + \\ + \sum_{m=1}^{N_2} q_m [E \varepsilon_1^* J_0^T(\alpha_m; \varepsilon_1^*, s, k, m_i, \alpha_0) - \\ - \sigma_0^E(\alpha_m)]^2, \quad (14)$$

де: N_1, N_2 – кількість колових перерізів труби, в яких проводяться вимірювання, p_n, q_m – вагові множники.

Мінімізуючи функціонал (14) за параметрами $\varepsilon_i^0, s, k, m_i, \alpha_0$, знаходимо такі їх значення, за яких нев'язка між експериментально визначеними і теоретично обчисленими усередненими характеристиками залишкових напружень буде мінімальна. Знайшовши ці параметри, за формулами (8), (9) обчислюємо колові і осьові залишкові напруження в довільній точці труби.

Таким чином, задачу про знаходження залишкових напружень біля кільцевого зварного шва у трубі розв'язуємо як обернену задачу теорії оболонок із залишковими деформаціями, оскільки причинні характеристики – залишкові пластичні деформації e_{ij}^0 визначаються за результатами вимірювань їх непрямих проявів σ_+^E, σ_0^E [13]. Питання регуляризації розв'язків оберненої задачі вирішується вибором множин шуканих функцій у вигляді поліномів (1), (2) з певними обмеженнями на їх коефіцієнти, тобто

здійсненням регуляризації закругленням, яка

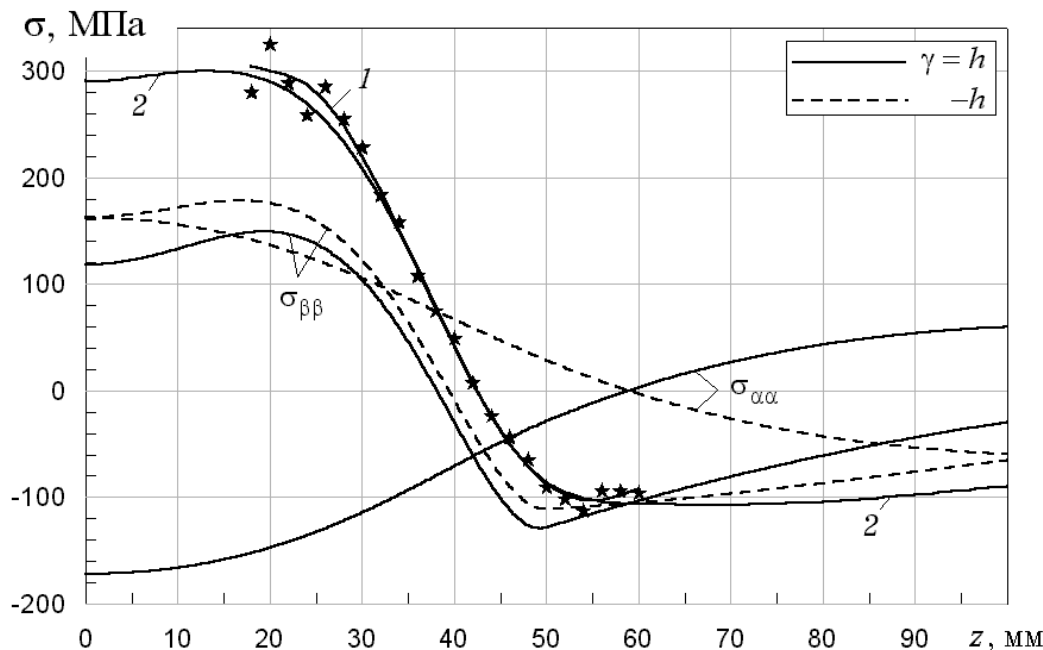


Рисунок 3 — Розподіл напружень біля шва на поверхнях труби

реалізується у вигляді степеневої регуляризації [14]. Це в поєднанні з алгоритмом згладжування експериментальних даних забезпечує стійкість розв'язків задачі відносно вхідних величин.

Для заданих параметрів, що описують характерний для циліндричних оболонкових конструкцій розподіл власних залишкових деформацій біля кільцевого зварного шва, за формулами (8)–(10) обчислено колові і осьові залишкові напруження та їх усереднену різницю σ_+^T на зовнішній поверхні труби ($\varnothing 1220 \times 15,2$ мм, матеріал – сталь 17 Г1С, $E = 2,1 \cdot 10^5$ МПа, $\mu = 0,3$). На рис. 3 для числових значень параметрів $s = 1$; $m_1 = 1/24$, $m_2 = 1/12$; $k = 0,1$; $z_0 = 52$ мм ($\alpha_0 = 0,1035$) зображено зміну безрозмірних колових $\epsilon_{\beta\beta}(\alpha, \gamma) = \sigma_{\beta\beta}(\alpha, \gamma) / E \epsilon_1^*$ і осьових $\epsilon_{\alpha\alpha}(\alpha, \gamma) = \sigma_{\alpha\alpha}(\alpha, \gamma) / E \epsilon_1^*$ напружень та їх усередненої різниці $\epsilon_+^T(\alpha, \gamma) = \sigma_+^T(\alpha, \gamma) / E \epsilon_1^*$ з віддаленням від зварного шва вздовж осі труби. При цьому прийнято значення $R_0 = 7,5$ мм, що відповідає експериментальним даним, які отримують електромагнітним методом, використовуючи прилад MESTR-411.

Числовий розрахунок показує, що колові залишкові напруження біля шва на внутрішній і зовнішній поверхнях є розтягальні, а осьові – стискальні на зовнішній поверхні та розтягальні на внутрішній. Усереднена величина різниці головних напружень σ_+^T , яка порівнюється з визначеною експериментально електромагнітним методом σ_+^E , може значно перевищувати рівень максимальних залишкових напружень.

Література

1. Гончарук М.І. Корозія та розгерметизація газопроводів // Нафтова і газова промисловість. – 2003. – № 2. – С. 56-57.
2. Ориняк В.І., Розгонюк В.В., Тороп В.М., Білик С.Ф. Ресурс, довговічність і надійність трубопроводів. Огляд сучасних підходів і проблеми нормативного забезпечення в Україні // Нафтова і газова промисловість. – 2003. – № 4. – С. 54-57.
3. Прочность газопромышленных труб в условиях коррозионного износа / Гутман Э.М., Зайкуллин Р.С., Шаталов А.Т. и др. – М.: Недра, 1984. – 76 с.
4. Макаренко В.Д., Чернов В.Ю., Крижанівський Є.І., Прохоров М.М. Аналіз і оцінювання працездатності та тріщиностійкості зварних трубопроводів // Нафтова і газова промисловість. – 2003. – № 4. – С. 47-50.
5. ISO standart CD 16708. Petroleum and Natural Gas Industries. Pipe-line Transportation System. Reliability – Based Limit State Methods. – 2002. – 116 p.
6. Экспериментальные методы исследования деформаций и напряжений: Справочное пособие / Касаткин Б.С., Кудрин А.Б., Лобанов Л.М. Пивторак В.А., Полухин П.И., Чиченев А.А. – К.: Наук. думка, 1981. – 584 с.
7. Подстригач Я.С., Осадчук В.А., Марголин А.М. Остаточные напряжения, длительная прочность и надежность стеклоконструкций. – К.: Наук. думка, 1991. – 296 с.
8. Осадчук В. А. Діагностування залишкових технологічних напружень в елементах конструкцій розрахунково-експериментальним методом // Мат. методи та фіз.-мех. поля. – 2003. – 46, № 1. – С. 88-104.

9. Махненко В. И. Расчетные методы исследования кинетики сварочных напряжений и деформаций. – К.: Наук. думка, 1976. – 320 с.

10. Винокуров В.А., Григорянц А.Г. Теория сварочных деформаций и напряжений. – М.: Машиностроение, 1984. – 280 с.

11. Недосека А. Я. Основы расчета и диагностики сварных конструкций. – К.: Изд-во ИНДПРОМ, 2001. – 815 с.

12. Підстригач Я.С., Ярема С.Я. Температурні напруження в оболонках. – К.: Вид-во АН УРСР, 1961. – 212 с.

13. Тихонов А. Н., Арсенин В. Я. Методы решения некорректных задач. – М.: Наука, 1979. – 285 с.

14. Мацевитый Ю.М. Обратные задачи теплопроводности: В 2-х т. – К.: Наук. думка, 2002. – Т. 1.: Методология. – 2002. – 407 с.

УДК 622.692.4

ВПЛИВ НАВОДНЕННЯ НА КОРОЗІЙНО-МЕХАНІЧНІ ВЛАСТИВОСТІ ЗВАРНИХ ШВІВ ГАЗОПРОВОДІВ

Є.І.Крижанівський, О.С.Тараєвський, Д.Ю.Петрина

ІФНТУНГ, 76019, м. Івано-Франківськ, вул. Карпатська, 15, тел. (03422) 42464,
e-mail: rector@nung.edu.ua

Представлены результаты экспериментальных исследований и проанализированы влияния наводороженной среды, а также концентраций напряжений на механические свойства сварных соединений. Разработана методика и установлены закономерности разрушения материала сварных соединений газопроводов при статическом и низкочастотном нагружении при влиянии наводороженной среды, а также концентраторов напряжения. Рассмотрены некоторые аспекты механизма разрушения сварных соединений при действии наводороженной среды, а также концентраций напряжений.

The results of the experimental researches have been represented and the influences of hydrogenated medium as well as pressure concentration upon the mechanical properties of welded joints have been analysed. The technique has been developed and the regularities of material destruction of gas mains welded joints at static and low frequent load influenced by hydrogenated medium, as well as pressure concentrators, have been determined. Some of aspects of destruction mechanisms of welded joints influenced by hydrogenated medium, and pressure concentrations have been examined.

Більшість магістральних газопроводів експлуатуються уже тривалий час і немало з них відпрацювали амортизаційний термін. Щоб надійно оцінити працездатність трубопроводів, необхідний комплексний підхід, однією з важливих складових якого є визначення впливу наводнювального середовища та концентраторів напружень на руйнування газопроводів, зокрема, у місцях із дефектами та в зварних з'єднаннях, з якими пов'язано 70-80% усіх відмов трубопроводів, що експлуатувалися протягом 30 років [4, 5]. Особливо це стосується зварних кільцевих швів, які після зварювання, як правило, додатково не обробляються, щоб зменшити залишкові напруження. Умови експлуатації магістральних газопроводів через дію катодного захисту передбачають можливість наводнювання і відповідно небезпеку руйнування, спричинену явищем водневої крихкості. Враховуючи особливості експлуатації газопроводів як зварної конструкції, під час руйнування якої поряд із корозійним розтріскуванням проявляються дії корозійної втоми, останнім часом вивченню впливу відносно малої кількості циклів навантаження на довговічність трубопроводів надають особливого значення [1, 2, 6]. Реалізація таких досліджень, а особливо довготривалих випробувань, необхідних для правильного визначення ресурсу роботи трубопроводу, вимагає

створення нових методологічних підходів до постановки та проведення експерименту.

З цих позицій важливу інформацію відносно корозійної витривалості зварних з'єднань магістральних газопроводів можна отримати, будуючи діаграми втоми у координатах $\sigma - \ln N$, враховуючи робочі параметри та дію корозійно агресивного середовища, оскільки наявний матеріал щодо корозійної втоми зварних з'єднань магістральних газопроводів досить обмежений. Отримані відомості відносно корозійної втоми у агресивному наводнювальному середовищі, у тому числі з поверхневими концентраторами у різних зонах зварного з'єднання, дають змогу під час проектування газопроводів користуватись достовірними вихідними даними, необхідними для прогнозування ресурсу роботи магістрального газопроводу.

Відомо, що процеси наводнення зумовлені не тільки наводнювальним середовищем, але й умовами навантаження та наявністю концентраторів напружень, у яких водень локалізується, що додатково підвищує ймовірність руйнування. В магістральних газопроводах під час нерівномірного газоспоживання змінюється напружений стан трубопроводу, що призводить до руйнування плівок, оголюється свіжа поверхня металу труби, яка інтенсивніше наводнюється. Зважаючи на особливу небезпеку при